

JA 0128990

JUL 1985

60-128,990

(54) DOUBLE STAGE ROTARY COMPRESSOR

(11) 60-128990 (A)

(43) 10.7.1985 (19) JP

(21) Appl. No. 58-236180

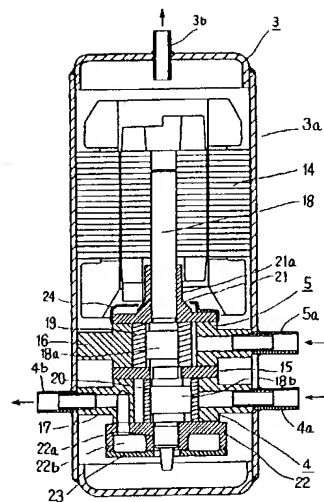
(22) 16.12.1983

(71) HITACHI SEISAKUSHO K.K. (72) HIROKATSU KOUSOKABE(2)

(51) Int. Cl. F04C23/00

PURPOSE: To reduce torque variation of compressor by making the displacement of high pressure side compression element of double stage rotary compressor lower than that at the low pressure side while shifting the phase of compression strokes of both compression elements by 180°.

CONSTITUTION: The compressor 3 is containing a motor 14 in the upper section of an enclosed container 3a while a rotary compression element where high and low pressure compression elements 5, 4 are laminated integrally through an intermediate partition is contained in the lower section of motor 14. The displacement of high pressure compression element 5 is made 0.45~0.65 times that of low pressure compression element while the phase of compression stroke of high pressure compression element 5 is shifted by 180° from that of low pressure compression element.



⑫ 公開特許公報(A) 昭60-128990

⑤ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和60年(1985)7月10日

F 04 C 23/00

8210-3H

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 ロータリ式2段圧縮機

⑯ 特 願 昭58-236180

⑰ 出 願 昭58(1983)12月16日

⑱ 発 明 者 香 曾 我 部 弘 勝 横浜市戸塚区吉田町292番地 株式会社日立製作所家電研究所内

⑲ 発 明 者 坂 爪 秋 郎 横浜市戸塚区吉田町292番地 株式会社日立製作所家電研究所内

⑳ 発 明 者 野 口 泰 孝 横浜市戸塚区吉田町292番地 株式会社日立製作所家電研究所内

㉑ 出 願 人 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地

㉒ 代 理 人 弁理士 高橋 明夫 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

ロータリ式2段圧縮機

2. 特許請求の範囲

1. 密閉容器内に、電動機を上部に収納し、中間仕切板を介して高压用圧縮要素と低压用圧縮要素とを積層状に重ねて一体化した回転圧縮要素を前記電動機の下部に連結して収納してなるロータリ式2段圧縮機において、高压用圧縮要素の押のけ量を低压用圧縮要素の押のけ量の0.45～0.60倍とし、且つ前記高压用圧縮要素の圧縮行程の位相と前記低压用圧縮要素の圧縮行程の位相との位相差を180度にしたことを特徴とするロータリ式2段圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

〔発明の利用分野〕

本発明はロータリ式2段圧縮機に係り、特に、ヒートポンプ給湯装置のように温度落差の大きい冷凍サイクル、ヒートポンプ式ルームエアコンディショナの冷凍サイクルに好適な2段圧縮

冷凍サイクルに使用されるロータリ式2段圧縮機に関するものである。

〔発明の背景〕

従来、ヒートポンプ給湯装置のように、蒸発温度と凝縮温度との温度差の大きい冷凍サイクルにおいて、一般に単段圧縮冷凍サイクルが使用されている。ヒートポンプ式ルームエアコンディショナにおいても、同様に単段圧縮冷凍サイクルが使用されている。

しかし、ヒートポンプ給湯装置、ヒートポンプ式ルームエアコンディショナにおいては、2段圧縮冷凍サイクルを使用した方が、単段圧縮冷凍サイクルを使用するよりも冷凍サイクルの効率が向上し、特に、温度落差の大きいヒートポンプ給湯装置の場合には圧縮機吐出温度を下げることもできるので、圧縮機の過熱を防止することもできる。

ところが、従来は、2段圧縮冷凍サイクルにロータリ式2段圧縮機を使用した実績がほとんどないので、2段圧縮冷凍サイクルの成績係数

を最大にし、また当該ロータリ式2段圧縮機の負荷トルクの変動を小さく(すなわち振動、騒音を小さく)することができるロータリ式2段圧縮機の構成が不明であり、これがロータリ式2段圧縮機を使用する2段圧縮冷凍サイクルの実用化を阻害していた。

〔発明の目的〕

本発明は、上記した従来技術の問題点を解決して、2段圧縮冷凍サイクルの成績係数を最大にすることができ、しかもそれ自体の負荷トルクの変動の小さいロータリ式2段圧縮機の提供を、その目的とするものである。

〔発明の概要〕

本発明に係るロータリ式2段圧縮機の構成は、密閉容器内に、電動機を上部に収納し、中間仕切板を介して高压用圧縮要素と低压用圧縮要素とを積層状に重ねて一体化した回転圧縮要素を前記電動機の下部に連結して収納してなるロータリ式2段圧縮機において、高压用圧縮要素の押のけ量 V_1 を低压用圧縮要素の押のけ量の0.45～

0.60倍とし、且つ前記高压用圧縮要素の圧縮行程の位相と前記低压用圧縮要素の圧縮行程の位相との位相差を180度にするようにしたものである。

〔発明の実施例〕

以下、本発明のロータリ式2段圧縮機の一例を、ヒートポンプ給湯装置に適用した実施例によって説明する。

第1図は、本発明の一実施例に係るロータリ式2段圧縮機の縦断面図、第2図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機を使用したヒートポンプ給湯装置のサイクル構成図である。

まず、第1図を使用して、ロータリ式2段圧縮機を説明する。このロータリ式2段圧縮機3は、密閉容器3a内に、電動機14を上部に収納し、中間仕切板15を介して高压用圧縮要素5と低压用圧縮要素4とを積層状に重ねて一体化した回転圧縮要素を前記電動機14の下部に連結して収納し、前記高压用圧縮要素5の押のけ量 V_1 を低压用圧縮要素4の押のけ量 V_2 の0.45～0.60倍と

し(第3、4図を使用して詳細後述)、且つ高压用圧縮要素5の圧縮行程の位相と低压用圧縮要素4の圧縮行程の位相との位相差を180度にした(第5図を使用して詳細後述)ものである。

さらに詳しく説明すると、18は、偏心部18a、18bを有するクランク軸であり、前記低压用圧縮要素4は、シリンダ17と、このシリンダ17内をクランク軸18の偏心部18bによって偏心回転させられるローラ20と、このローラ20と当接してシリンダ17内を高压室と低压室とに区画するベーン(図示せず)と、シリンダ17の下の開口部を閉塞し、クランク軸18の軸受部22aを有する下端面板22と、この下端面板22の下端面を閉塞し、密閉した吐出室22bを形成するカバー23とからなっている。一方、前記高压用圧縮要素5は、シリンダ16と、このシリンダ16内をクランク軸18の偏心部18aによって偏心回転させられるローラ19と、このローラ19と当接してシリンダ16内を高压室と低压室とに区画するベーン(図示せず)と、シリンダ16の上の開口部を閉

塞し、クランク軸18の軸受部21aを有する上端面板21と、この上端面板21の上面に取付けられた吐出カバー24とからなっている。また、4aは吸入管、4bは、低压用圧縮要素4の吐出管、5aは、高压用圧縮要素5の吸入管、3bは吐出管である。

次に、このロータリ式2段圧縮機3を給湯ユニット2内に収納したヒートポンプ給湯装置を、第2図を使用して説明する。

1は、給湯用の温水を貯える貯湯タンク、11は、この貯湯タンク1内へ水を補給する給水井、12は、貯湯タンク1内の水を、後述する給湯ユニット2内の給湯用熱交換器6と熱交換したのち再び貯湯タンク1内へと循環させるポンプ、13は、給湯栓である。

給湯ユニット2の詳細について説明すると、6は、ロータリ式2段圧縮機3の吐出管3bからの高压冷媒ガスを放熱、液化し、凝縮器としての機能を有する給湯用熱交換器、7a、7bは、液冷媒を減圧および降温する凝縮器側減圧器、蒸

発器側減圧器であり、両減圧器7a, 7b間に気液分離器8が接続されている。8aは、気液分離器8内に配設され、低圧用圧縮要素4から吐出された過熱冷媒ガスを冷却する中間冷却器、8bは、この気液分離器8内で分離、蒸発されたガス冷媒を上部から引き出すガス抽出配管で、このガス抽出配管8bの途中に逆止弁8cが配設され、その先が中間冷却器8aの出口側に接続されている。前記逆止弁8cにより逆方向の流れ、つまり気液分離器8内への冷媒の流れは阻止されることになる。9は、減圧された二相冷媒を吸熱、ガス化し、蒸発器としての機能を有する室外側熱交換器、9aは、この室外側熱交換器9へ送風する送風機、10は、ロータリ式2段圧縮機3への液冷媒の吸入を防止するアキュムレータである。

ここで、前述した高圧用圧縮要素5の押のけ量 V_2 を低圧用圧縮要素4の押のけ量 V_1 の0.45～0.60とした理由、および高圧用圧縮要素5の圧縮行程と低圧用圧縮要素4の圧縮行程との位相差を180度にした理由を、それぞれ第3、4図、

および第5図を使用して説明する。

第3図は、第2図に係るヒートポンプ給湯装置によって、給水温度15℃から沸き上がり温度80℃まで加熱したときの、ロータリ式2段圧縮機の押のけ量比と平均成績係数との関係を示す $V_2/V_1 - \overline{c.o.p.}$ 線図、第4図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機を組み込んだヒートポンプ式ルームエアコンディショナの、ロータリ式2段圧縮機の押のけ量比と成績係数との関係を示す $V_2/V_1 - \overline{c.o.p.}$ 線図である。

本発明者等の研究によれば、第2図に係るヒートポンプ給湯装置によって、東京地区の年平均的水温に相当する15℃から家庭用の給湯として80℃まで沸き上げたときの平均成績係数 $\overline{c.o.p.}$ （15℃から80℃まで加熱するときの成績係数 $c.o.p.$ の平均値）と、高圧用圧縮要素5の押のけ量 V_2 と低圧用圧縮要素4の押のけ量 V_1 との比すなわちロータリ式2段圧縮機の押のけ量比 V_2/V_1 との関係は、第3図のようになり、平均成績係数 $\overline{c.o.p.}$ が最大となる押のけ量比 V_2/V_1 は約0.53

であることがわかった。

一方、第1図に係るロータリ式2段圧縮機3を組み込んだヒートポンプ式ルームエアコンディショナ（図示せず）の成績係数 $c.o.p.$ と、ロータリ式2段圧縮機の押のけ量比 V_2/V_1 との関係は、第4図のようになり、凝縮器（室内側熱交換器）の吹出し空気温度が45～60℃となる暖房運転時には押のけ量比 V_2/V_1 が0.45～0.55において成績係数が最大となり、また凝縮器（室外側熱交換器）の吹出し空気温度が約37℃となる冷房運転時には押のけ量比 V_2/V_1 が約0.60において成績係数が最大となることがわかった。

第5図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機の、高圧用圧縮要素の圧縮行程と低圧用圧縮要素の圧縮行程との位相差と、トルク変動率との関係を示す位相差—トルク変動率線図である。

本発明者等が、高圧用圧縮要素5の圧縮行程の位相と低圧用圧縮要素4の圧縮行程の位相との位相差をいろいろ変えてトルク変動率（位相差0度のときのトルクを100%としたときの、

トルク変動幅/平均トルク）を調べたところ、第5図のようになり、位相差が180度のとき最もトルク変動率が小さいことがわかった。

以上に述べた研究結果に基づいて、ヒートポンプ給湯装置、ヒートポンプ式ルームエアコンディショナ用の2段圧縮冷凍サイクルに使用されるロータリ式2段圧縮機は、当該冷凍サイクルの成績係数を最大にするために、押のけ量比を0.45～0.60にすればよく、また負荷トルクの変動を最小にするために、圧縮行程の位相差を180度にするればよいわけである。

ヒートポンプ給湯装置用としてのロータリ式2段圧縮機3は、前述したように、押のけ量比 V_2/V_1 が約0.53のとき平均成績係数 $\overline{c.o.p.}$ が最大となるが、外気条件の変化を考慮して $V_2/V_1 = 0.45 \sim 0.60$ にしたものを使用すれば、 $\overline{c.o.p.}$ が常に最大値近傍でヒートポンプ給湯装置を運転することができる。

このように構成された、ロータリ式2段圧縮機3を用いたヒートポンプ給湯装置の動作を、

再び第2図を使用して説明する。

給水弁11から貯湯タンク1内へ水を供給し、貯湯タンク1内に水を充填する。ここで、ヒートポンプ給湯装置をONにすると、ポンプ12、ロータリ式2段圧縮機3、送風機9が運転される。

まず、冷媒の流れを説明すると、冷媒は吸入管4aからロータリ式2段圧縮機3へ吸込まれ、低圧用圧縮要素4により圧縮された過熱ガス冷媒は、中間冷却器8aにより冷却されたのち、気液分離器8内で分離、蒸発され逆止弁8cを通過して抽出されたガス冷媒とともに、吸入管5aから高圧用圧縮要素5に吸入され、さらに高圧用圧縮要素5で圧縮されて密閉容器3a内へ吐出される。密閉容器3aから吐出管3bを通過して吐出された冷媒は、給湯用熱交換器6、凝縮器側減圧器7aから気液分離器8に入り、ここで分離された液冷媒は、蒸発器側減圧器7b、室外側熱交換器9を経て低圧用圧縮要素4へ吸込まれて循環するという2段圧縮冷凍サイクルである。

以上のサイクルをモリエル線図を使用して説明する。

第6図は、第2図に係るヒートポンプ給湯装置の2段圧縮冷凍サイクルのモリエル線図である。この第6図において、 $A \rightarrow B$ が低圧用圧縮要素4による1段目の圧縮過程、 $C \rightarrow D$ が高圧用圧縮要素5による2段目の圧縮過程、 $D \rightarrow E$ が給湯用熱交換器6による凝縮過程、 $E \rightarrow F$ が凝縮器側減圧器7aによる膨張過程、 $G \rightarrow H$ が蒸発器側減圧器7bによる膨張過程、 $H \rightarrow A$ が室外側熱交換器9による蒸発過程である。 $E \rightarrow F$ の膨張過程で高圧液冷媒から発生するガス冷媒を気液分離器8により分離し、中間圧力で抽気して高圧用圧縮要素5に吸入させる。また、気液分離器8内の中間冷却器8aにより、低圧用圧縮要素4を出たガス冷媒を冷却して温度降下させ、2段目吸入ガスのエンタルピーを下げる($B \rightarrow C$)ようになっている。

したがって、実線で示した、第2図に係るヒートポンプ給湯装置の2段圧縮冷凍サイクルは、

破線で示した単段圧縮冷凍サイクルに比較して無駄な膨張、圧縮の仕事が減少する。

一方、水の流れについて説明すると、貯湯タンク1内の水はポンプ12によって給湯用熱交換器6へ送られる。ここで、前記2段圧縮冷凍サイクルの放熱により水が加熱され、温度上昇した水は再び貯湯タンク1内へ環流する。貯湯タンク1内の水温が所定の沸き上がり温度(給湯用途では最高80℃程度)に達すると、ヒートポンプ給湯装置がOFFになり、ポンプ12、ロータリ式2段圧縮機3、送風機9の運転が停止する。

沸き上がった温水は、必要に応じて貯湯タンク1の上部から引き出され給湯栓13を通して利用される。

以上説明した実施例によれば、各圧縮要素4、5の圧縮行程の位相を180度ずらせることにより、電動機14に加わるトルク変動を最小にして振動、騒音を低減し、且つ低圧用圧縮要素4の押のけ量 V_1 と高圧用圧縮要素5の押のけ量 V_2 と

の比を0.45～0.60にすることにより、ロータリ式2段圧縮機3を使用した、最適な性能(すなわち平均成績係数の大きい)のヒートポンプ給湯装置を実用化することができるという効果がある。

なお、上記実施例は、本発明のロータリ式2段圧縮機をヒートポンプ給湯装置に使用したものであるが、上記構成のロータリ式2段圧縮機を、ヒートポンプ式ルームエアコンディショナに使用しても、成績係数の優れたヒートポンプ式ルームエアコンディショナを実用化することができる。

〔発明の効果〕

以上詳細に説明したように本発明によれば、2段圧縮冷凍サイクルの成績係数を最大にすることができ、しかもそれ自体の負荷トルクの変動の小さいロータリ式2段圧縮機を提供することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は、本発明の一実施例に係るロータリ

式2段圧縮機の縦断面図、第2図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機を使用したヒートポンプ給湯装置のサイクル構成図、第3図は、第2図に係るヒートポンプ給湯装置によって、給水温度15℃から沸き上がり温度80℃まで加熱したときの、ロータリ式2段圧縮機の押のけ量比と平均成績係数との関係を示す $V_2/V_1 - \overline{c.o.p.}$ 線図、第4図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機を組み込んだヒートポンプ式ルームエアコンディショナの、ロータリ式2段圧縮機の押のけ量比と成績係数との関係を示す $V_2/V_1 - \overline{c.o.p.}$ 線図、第5図は、第1図に係るロータリ式2段圧縮機の、高圧用圧縮要素の圧縮行程と低圧用圧縮要素の圧縮行程との位相差と、トルク変動率との関係を示す位相差—トルク変動率線図、第6図は、第2図に係るヒートポンプ給湯装置の2段圧縮冷凍サイクルのモリエール線図である。

3…ロータリ式2段圧縮機

3a…密閉容器

4…低圧用圧縮要素

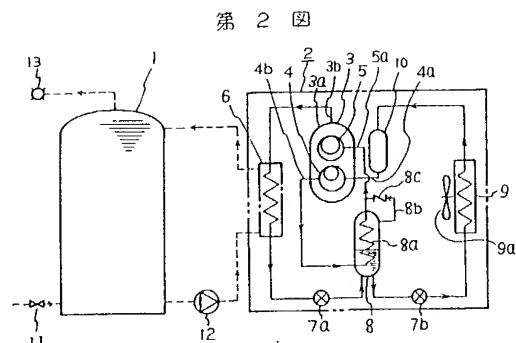
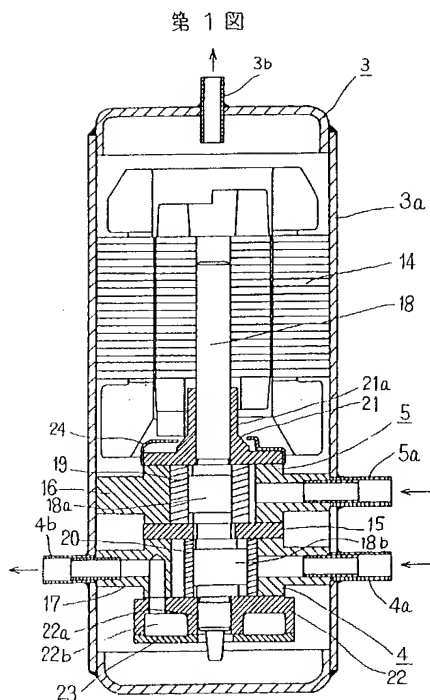
5…高圧用圧縮要素

14…電動機

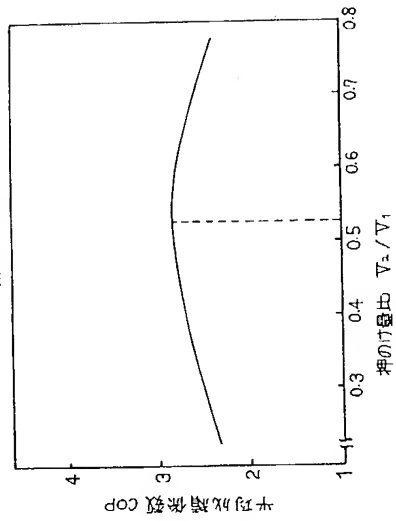
15…中間仕切板

V_1 …低圧用圧縮要素の押のけ量

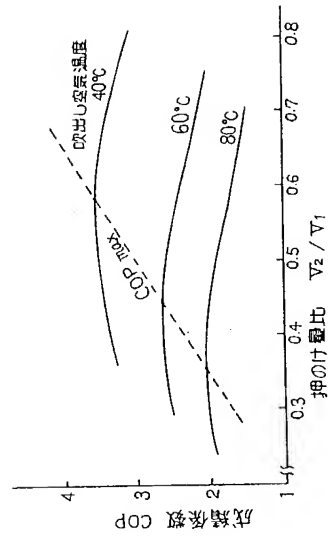
V_2 …高圧用圧縮要素の押のけ量



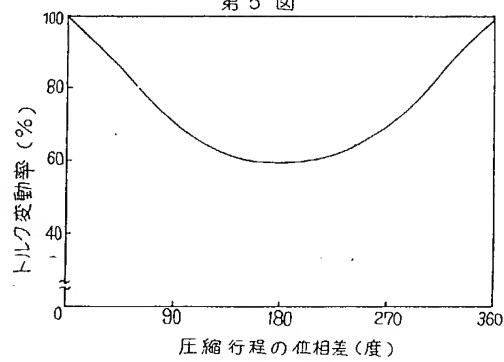
第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図

